

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Štípačka dřeva

Splitting machine

Student:

Miroslav Trochta

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Tadeáš Szlachta, Ph.D.

Ostrava 2010

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou (bakalářskou) práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové (bakalářské) práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 21. května 2010

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou (bakalářskou) práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 21. května 2010

.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Miroslav Trochta

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Přovice 133, 784 01 Litovel

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

TROCHTA, M. Štípačka dřeva: bakalářská práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2009, 40s. Vedoucí práce: Szlachta, T.

Bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem štípačky dřeva. V úvodu práce je přehled v současnosti vyráběných typů štípaček. Následuje výběr druhu pohonu a způsobu vyvození síly na štípací klín. Je vybráno nejvhodnější řešení a s tímto řešením jsou navrženy dvě varianty rámu. Je vybrán nejvhodnější rám a jsou vhodně zvoleny jeho hlavní rozměry. Další část práce obsahuje pevnostní výpočty hlavní částí štípačky, nebo částí důležitých pro chod stroje. K práci je doložen sestavní výkres štípačky a výrobní výkres vybrané součásti.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

TROCHTA, M. *Splitting machine: Bachelor Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2010, 40 p., Thesis head: Szlachta, T.

This bachelor work deals with an engineering design of the splitting machine. In the introductory part of the work a survey of existing splitting machines is made. Of this assortment a choice is made as far as the type of driving mechanism is concerned and they way the force of the splitting wedge is derived. The best solution is then chosen and two related forms of frames suggested. The best form of frame is then selected and its main dimensions properly chosen. Next in the work, strength calculations of the main parts of the splitting machine or parts important for the machine operation are performed. The work is supplemented with an assembly drawing of the splitting machine and production drawing of the given part.

Obsah:

Seznam použitých značek a symbolů	7
0 ÚVOD.....	10
1 PŘEHLED SOUČASNÝCH ŘEŠENÍ	11
2 VÝBĚR POHONU A ZPŮSOBU VYVOZENÍ SÍLY NA ŠTÍPACÍ KLÍN	13
2.1 Přehled možných řešení	13
2.2 Výhody a nevýhody	15
2.3 Výpočet a volba hydraulického válce s agregátem.....	16
3 VÝBĚR KONSTRUKČNÍHO ŘEŠENÍ ŠTÍPAČKY	18
3.1 Výběr uspořádání vybraného pohonného mechanismu štípačky.....	18
3.1.1 Varianta I	18
3.1.2 Varianta II	Chyba! Záložka není definována.
3.1.3 Varianta III.....	20
3.1.4 Varianta IV	21
3.1.5 Zhodnocení	21
3.2 Výběr konstrukčního řešení rámu štípačky.....	22
3.2.1 Vodorovná	22
3.2.2 Svislá.....	23
3.2.3 Zhodnocení	24
3.3 Volba základních rozměrů	24
4 PEVNOSTNÍ VÝPOČTY	27
4.1 Maximální zatěžovací síla.....	27
4.2 Kontrola hlavního nosníku.....	27
4.3 Kontrola závěsu pístu.....	30
4.4 Kontrola opěrné desky	35
5 ZÁVĚR	38
6 SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	39
7 SEZNAM PŘÍLOH	40

Seznam použitých symbolů a značek

Symbol	Význam	Jednotka
D_p	skutečný průměr pístu	mm
D_p	skutečný průměr pístu	mm
D_{pt}	teoretický průměr pístu	mm
D_{pt}	teoretický průměr pístu	mm
F	zadaná tlačná síla	N
F_{ZM}	síla v horních šroubech závěsu	N
F_{ZM}	síla v horních šroubech závěsu	N
F_k	síla působící na stěnu klínu	N
F_k	síla působící na stěnu klínu	N
F_{max}	maximální síla vyvozená pístem	N
F_o	osová síla v horním šroubu závěsu	N
J_D	kvadratický moment průřezu opěrné desky	mm ⁴
J_{DS}	kvadratický moment průřezu svaru opěrné desky	mm ⁴
J_{Sn}	kvadratický moment průřezu svaru	mm ⁴
J_{UPE}	kvadratický moment UPE profilu	mm ⁴
J_z	kvadratický moment průřezu závěsu v řezu B-B	mm ²
P	rozteč závitu	mm
Q_M	požadovaný průtok hydrogenerátoru	m ³ · s ⁻¹
Q_{sk}	skutečný průtok hydrogenerátoru	m ³ · s ⁻¹
R_e	mez kluzu materiálu S355J2	MPa
$R_{eš}$	požadovaná mez kluzu materiálu šroubu	MPa
S_1	plocha pístu při vysouvání	mm ²
S_2	plocha pístu při zasouvání	mm ²
S_{Sn}	plocha svaru hl. nosníku a desky	mm ²
S_n	Průřez hlavního nosníku	mm ²
W_n	modul průřezu hlavního nosníku	mm ³
a_n	velikost svaru hlavního nosníku a desky	mm
d_2	střední průměr závitu	mm
d_3	malý průměr závitu	mm
d_{op}	průměr odpadního potrubí	mm

d_p	skutečný průměr pístnice	mm
d_{tp}	průměr tlakového potrubí	mm
h_{ξ}	výška pracovní plochy	mm
k_1, k_2, k_3	převodní součinitele svarů	—
k_s	minimální bezpečnost	—
n	počet šroubů závěsu	—
p_A	maximální tlak dodávaný agregátem	MPa
p_A	maximální tlak dodávaný agregátem	MPa
p_D	dovolený tlak pro ocel	MPa
p_{max}	maximální tlak v pístu	MPa
p_{sk}	požadovaný tlak v pístu	MPa
p_z	tlak v otvoru závěsu	MPa
v	teoretická rychlost vysouvání pístu	$m \cdot s^{-1}$
v_o	rychlost proudění kapaliny v odpadním potrubí	$m \cdot s^{-1}$
v_{sk}	skutečná rychlost vysouvání pístu	$m \cdot s^{-1}$
v_t	rychlost proudění kapaliny v tlakové potrubí	$m \cdot s^{-1}$
v_z	rychlost zasouvání pístu	$m \cdot s^{-1}$
z_{ξ}	vzdálenost klínu od opěrné desky	mm
α	úhel profilu závitu	mm
α_k	úhel štípacího klínu	°
β_D	součinitel tloušťky koutového svaru opěrné desky	—
β_n	součinitel tloušťky koutového svaru hl. nosníku	—
$\sigma_{\perp F}$	napětí ve svaru závěsu od posouvající síly	MPa
$\sigma_{\perp Mo}$	napětí ve svaru závěsu od ohybového momentu	MPa
σ_{Cn}	celkové napětí v hlavním nosníku	MPa
σ_D	dovolené napětí oceli S355J2	MPa
σ_{Tn}	tahové napětí v hlavním nosníku	MPa
σ_{oD}	ohybové napětí v řezu D-D opěrné desky	MPa
σ_{on}	ohybové napětí v hlavního nosníku	MPa
σ_{redD}	celkové napětí ve svaru opěrné desky	MPa
σ_{redn}	celkové napětí ve svaru hlavního nosníku	MPa
σ_{redz}	celkové napětí ve svaru závěsu	MPa
σ_{redz}	sdružené napětí ve šroubu podle Guesta	MPa

σ_{zA}	napětí v řezu závěsu A-A	MPa
σ_{zB}	napětí v řezu závěsu B-B	MPa
σ_{zt}	tahové napětí ve šroubu	MPa
$\tau_{\perp D1}$	smykové napětí ve svaru od ohybového momentu	MPa
$\tau_{\perp D2}$	smykové napětí ve svaru od posouvající síly	MPa
$\tau_{\perp n1}$	smykové napětí	MPa
$\tau_{\perp n1}$	smykové napětí	MPa
$\tau_{\perp n2}$	smykové napětí	MPa
τ_z	smykové napětí	MPa
φ'	redukovaný třecí úhel	°
ψ	úhel stoupání závitu	°
$b_D, c_D, d_D, e_D, g_D, h_D,$ i_D, k_D, l_D, t_D	rozměry prvků opěrné desky	mm
$b_n, c_n, d_n, e_n, f_n, l_n, t_n$	rozměry prvků hlavního nosníku	mm
$b_z, c_z, d_z, e_z, g_z, h_z,$ $i_z, j_z, m_z, q_z, s_z, w_z$	rozměry prvků závěsu pístu	mm

0 ÚVOD

Bakalářská práce se zabývá návrhem konstrukčního řešení štípačky dřeva pro domácí použití. Štípačka má usnadnit každoroční přípravu dřeva na topení či přitápění během zimního období. Měla by bez problémů rozštípnout dřevo o délce přibližně 500 mm a průměru maximálně 250 mm. Předpokládá se provoz několik dní v roce po dobu několika hodin.

Konstrukční řešení štípačky by mělo být pokud možno co nejjednodušší, aby ji bylo možné z větší části vyrobit v domácí dílně. Štípačka má mít pohodlnou a jednoduchou obsluhu.

Cíle práce:

- Vypracovat přehled možných řešení a jedno z nich vybrat
- Na základě vybraného řešení navrhnu konkrétní tvar a velikosti prvků
- Provést pevnostní výpočet hlavních částí
- Vytvořit výrobní dokumentaci v zadaném rozsahu

1 PŘEHLED SOUČASNÝCH ŘEŠENÍ

V současné době se štípačky dřeva vyrábějí v různých velikostech od profesionálních po zahradní.

Profesionální štípačky mohou zpracovat i celé kmeny stromů, kdy je kmen nejprve rozřezán na požadovanou délku polen a poté jsou polena rozštípnuta viz. obr. 1.1.



Obr. 1.1 – Profesionální štípačka dřeva od firmy Tiberwolf [12]

Zahradní štípačky se vyrábějí v mnoha variantách. Od ručních (obr. 1.4), po hydraulické (obr. 1.3). Poháněné elektromotory nebo spalovacími motory. Vyrábějí se i speciální modely určené pro připojení k traktorům (obr. 1.2). Používají se pro štípání již nařezaných polen o délce od 50 do 100 cm. Většinou se vyrábějí pro štípání polen o délce do 50, 75 nebo 100 cm. Štípačky vyráběné pro štípání polen délky 100 a 75 cm se většinou vyrábí jako variabilní a umožňují přednastavit polohu opěrné desky pro štípání jiné délky polena.



Obr. 1.2[16]



Obr. 1.3 [13]



Obr. 1.4 [13]

2 VÝBĚR POHONU A ZPŮSOBU VYVOZENÍ SÍLY NA ŠTÍPACÍ KLÍN

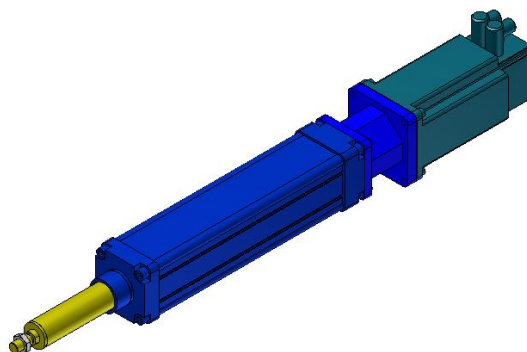
Tato kapitola se zabývá výběrem druhu pohonu štípačky a způsobem vyvození síly na štípací klín.

2.1 Přehled možných řešení

Energii pro pohon štípačky můžeme získat ze tří základních zdrojů. Z elektrické sítě za pomoci elektromotoru, z nafty či benzínu díky spalovacímu motoru nebo pomocí vlastní síly. Tato energie se dále transformuje pomocí určitého mechanismu na posuvnou sílu, která je potřebná k rozštípnutí polena.

Síla na klín vyvozena mechanicky, energie dodána elektromotorem

Točivý moment z elektromotoru je pomocí převodu přenesen na pohybový šroub, který vykoná potřebný posuvný pohyb. Jedná se o takzvaný elektrický válec (obr. 2.1). Další možností je použití ozubeného hřebene.



Obr. 2.1 – Elektrický válec [11]

Elektrické válce se vyrábějí v mnoha velikostech a s velkým rozsahem sil. Například firma Bosch Rexroth vyrábí válce s tlačnou silou od 500 N do 17600 N [11].

Síla na klín vyvozena mechanicky, energie dodána pomocí vlastní síly

Vlastní sílu transformujeme na posuvný pohyb pístu pomocí pákového mechanismu (obr. 2.2) nebo pomocí převodu točivého momentu na pohybový šroub. Další možností je použití klínu a spouštět na něj z výšky závaží, nebo použít tzv. kalač.



Obr. 2.2 – Ruční štípače dřeva [13], [14]

Síla na klín vyvozena hydraulickým válcem, energie dodána elektromotorem nebo spalovacím motorem

Elektromotor nebo spalovací motor je spojen s hydrogenerátorem, který dodává potřebné množství tlakové kapaliny pro pohon hydraulického válce. Spalovací motor může být připojen k hydrogenerátoru přímo nebo může vyrábět elektrický proud, který se použije k napájení elektromotoru.

Síla na klín vyvozena hydraulickým válcem, energie dodána pomocí vlastní síly

Principiálně se jedná o ruční hydraulický zvedák, na který je připevněn klín nebo deska (obr. 2.3).



Obr. 2.3 – Ruční hydraulická štípačka [14]

Síla na klín vyvozena pneumatickým válcem, energie dodána elektromotorem nebo spalovacím motorem

S elektromotorem nebo spalovacím motorem je spojen kompresor, který dodává stlačený vzduch do vzdušníku. Ze vzdušníku je stlačený vzduch dodáván do pneumatického válce. Při použití spalovacího motoru může být motor připojen ke kompresoru, nebo ke generátoru elektrického proudu a ten teprve použit za pomoci elektromotoru k pohonu kompresoru.

2.2 Výhody a nevýhody

Tab. 2.1 – Výhody a nevýhody

Pohon	Elektrický	Spalovací motor	Ruční
Síla vyvozena			
Mechanicky	+ tichý provoz – nutný přístup k elektřině	-----	+ tichý provoz + použití kdekoliv - malá štípací síla
Hydraulickým válcem	+ tichý provoz + velká štípací síla + rychlý pohyb klínu – nutný přístup k elektřině	+ velká štípací síla + použití kdekoliv – hlučnost – spaliny při provozu	+ bezhlučný provoz + velká štípací síla + použití kdekoliv – pomalý pohyb klínu
Pneumatickým válcem	+ velká síla – hlučnost – rázy – nutný přístup k elektřině	+ velká síla + použití kdekoliv – hlučnost – rázy	-----

+ výhoda, - nevýhoda

Z tabulky výhod a nevýhod je patrné, že pro štípačku dřeva na domácí použití je vhodné použít kombinaci hydraulického válce a čerpadla poháněného elektromotorem. Další vhodnou kombinací je spalovací motor s hydraulickým válcem. Tato varianta má ale velké provozní náklady a velkou hlučnost za provozu. Proto byla zvolena kombinace hydraulického válce a čerpadla poháněného elektromotorem.

2.3 Výpočet a volba hydraulického válce s agregátem

Hydraulický obvod bude složen z agregátu poháněného elektromotorem a hydraulický válcem od firmy Bosch Rexroth. Pro výpočet musíme znát tři základní parametry. A to požadovanou sílu vyvozenou hydraulickým válcem, maximální tlak v hydraulickém válci a rychlost vysouvání válce. Hydraulický válec musí dle zadání vyvinout sílu $F = 50000 \text{ N}$. Maximální tlak v hydraulickém válci svorníkové konstrukce je $p_{max} = 210 \text{ bar}$ dle [11]. Svorníková konstrukce byla zvolena díky rozsáhlejším možnostem uchycení. Rychlost vysouvání musí být dostatečně velká, aby při štípaní nedocházelo k příliš velkým prostojům. Z tohoto důvodu volím rychlost vysouvání pístnice $v = 0,05 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

Výpočet průměru hydraulického válce

$$p_{max} = \frac{F}{S} = \frac{F \cdot 4}{\pi \cdot D_{pt}^2} \Rightarrow D_{pt} = \sqrt{\frac{F \cdot 4}{\pi \cdot p_{max}}} = \sqrt{\frac{50000 \cdot 4}{\pi \cdot 21}} = 55,1 \text{ mm} \quad (2.1)$$

Dle [11] volím hydraulický válec od firmy Rexroth CD210R63/45-450Z1X/01HTKM1-2A o průměru pístu $D_p = 63 \text{ mm}$ a průměru pístnice $d_p = 45 \text{ mm}$.

Výpočet skutečného tlaku v hydraulickém válci

$$p_{sk} = \frac{F}{S_1} = \frac{50000}{3116} = 16,05 \text{ MPa} \quad (2.2)$$

Kde plocha pístu při vysouvání dle [11] je $S_1 = 31,16 \text{ cm}^2$.

Výpočet požadovaného průtoku

$$Q_M = v \cdot S_1 = 0,05 \cdot 31,16 \cdot 10^{-4} = 1,558 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 9,348 \text{ L} \cdot \text{min}^{-1} \quad (2.3)$$

Dle [11] volím agregát od firmy Rexroth UPE 3-1X/4,0G11,2/0/7AT-B1V, kde $Q_{sk} = 11,2 \text{ L} \cdot \text{min}^{-1}$ a $p_A = 170 \text{ bar}$.

Skutečná rychlost vysouvání pístu

$$v_{sk} = \frac{Q_{sk}}{S_1} = \frac{11,2 \cdot 10^{-3}}{60 \cdot 31,16 \cdot 10^{-4}} = 0,059 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.4)$$

Rychlost zasouvání pístu

$$v_z = \frac{Q_{sk}}{S_2} = \frac{11,2 \cdot 10^{-3}}{60 \cdot 15,26 \cdot 10^{-4}} = 0,122 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.5)$$

Kde plocha pístu při zasouvání dle [11] je $S_2 = 15,26 \text{ cm}^2$.

Návrh světlosti tlakového potrubí

Dle [4] pro tlak do 20 MPa má být průtoková rychlost v tlakovém potrubí $v_t = (5 \div 6) \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, volím $v_t = 5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

$$d_{tp} = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{Q_{sk}}{v_t}} = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{11,2 \cdot 10^{-3}}{60 \cdot 5}} = 0,0069 \text{ m} \quad (2.6)$$

Průměr tlakového potrubí volím $d_{tp} = 6,4 \text{ mm}$ dle [14].

Návrh světlosti odpadního potrubí

Dle [4] má být průtoková rychlost v odpadním potrubí $v_o = (2 \div 4) \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, volím $v_o = 2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

$$d_{op} = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{Q_{sk}}{v_o}} = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{11,2 \cdot 10^{-3}}{60 \cdot 2}} = 0,0109 \text{ m} \quad (2.7)$$

Průměr odpadního potrubí volím $d_{op} = 12,7 \text{ mm}$ dle [15].

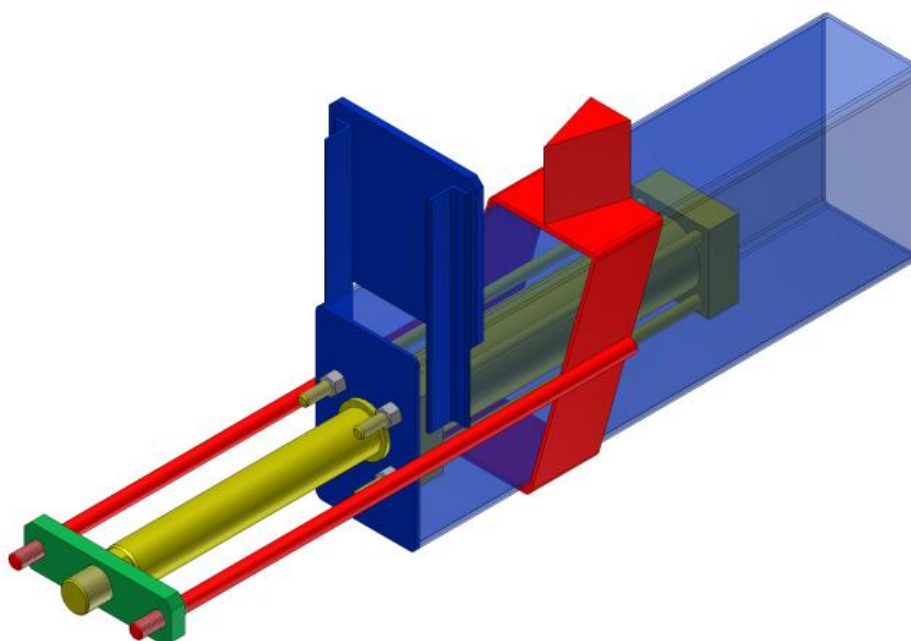
3 VÝBĚR KONSTRUKČNÍHO ŘEŠENÍ ŠTÍPAČKY

Tato kapitola se bude zabývat návrhem a následným výběrem rámu štípačky.

3.1 Výběr uspořádání vybraného pohonného mechanismu štípačky

Na základě výběru způsobu vyvození štípací síly na klín budou dále navrženy čtyři varianty štípacího mechanismu.

3.1.1 Varianta I



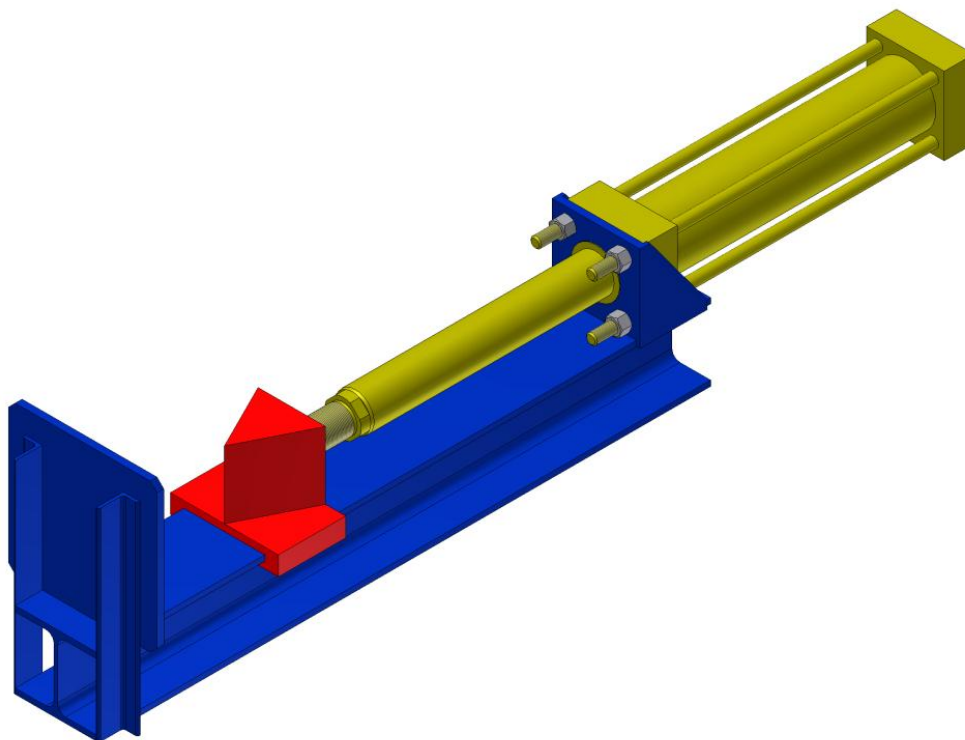
Obr. 3.1 – Varianta I

Popis:

Hydraulický válec je umístěn uvnitř obdélníkového profilu (obr. 3.1), na něj je přivařena pevná podpěra, na kterou se umísťují štípaná polena. Po profilu se pohybuje štípací klín spojený táhly s pístnicí. Rozměry mechanismu jsou 850 x 250 x 450 mm.

Tab. 3.1 – Výhody a nevýhody varianty I

Výhody	Nevýhody
Malé rozměry	Složitější konstrukce
Malé zatížení hlavního nosníku	Komplikované připojení hadic k pístu

3.1.2 Varianta II*Obr. 3.2 – Varianta II*

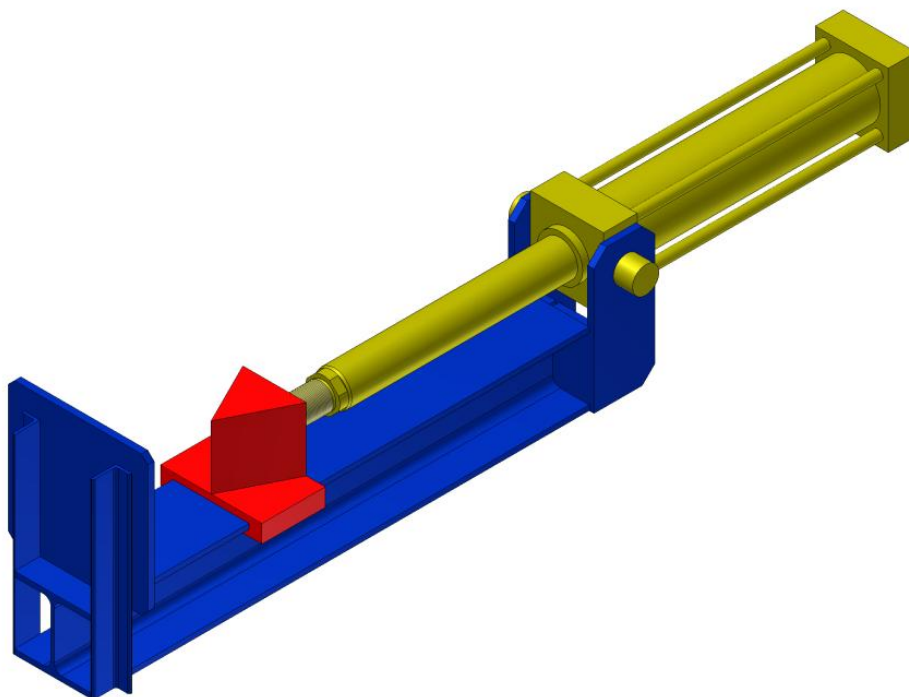
Popis:

Hydraulický válec je připevněn na jednom konci H nebo I profilu (obr 3.2), na druhém v požadované vzdálenosti od štípacího klínu je přivařena pevná podpěra. Štípací klín se posuvně pohybuje po H profilu. Uchycení pístu může být provedeno jak na obr. 3.2, nebo může být píst uchycen za konec například do oka. Rozměry mechanismu jsou 1500 x 250 x 350 mm.

Tab. 3.2 – Výhody a nevýhody varianty II

Výhody	Nevýhody
<p>Píst tlačí přímo na štípací klín</p> <p>Jednoduchá konstrukce</p>	<p>Velké rozměry</p> <p>H profil výrazně zatížen ohybem</p>

3.1.3 Varianta III



Obr. 3.3 – Varianta III

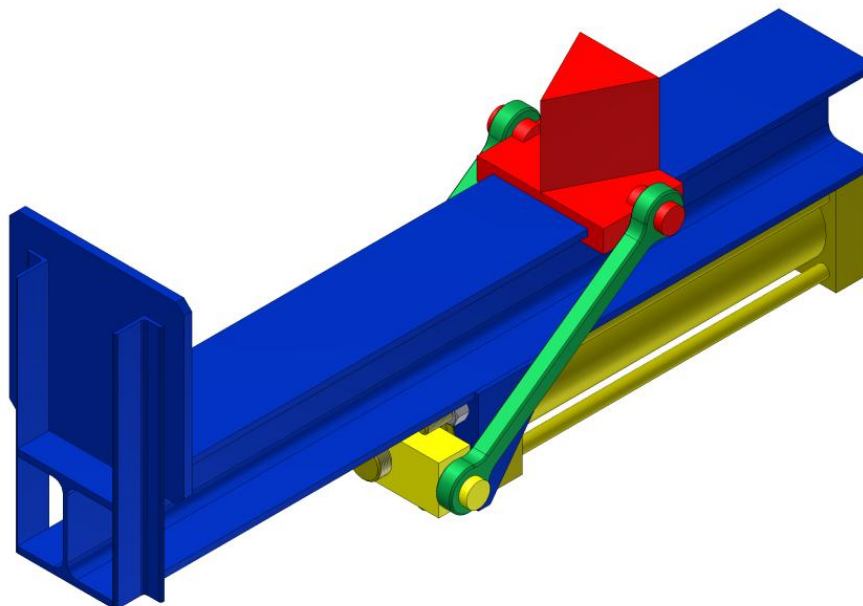
Popis:

Konstrukce této varianty je obdobná variantě II, s tím rozdílem, že píst je uložen na otočných čepech na hlavě tohoto pístu (obr. 3.3). Toto uložení umožňuje sklopení pístu. Sklopením značně zmenšíme skladovací rozměry celého ústrojí. Pakliže budeme uvažovat, že pohonný agregát bude umístěný pod H profilem. Rozměry mechanismu jsou 900 x 250 x 700 mm.

Tab. 3.3 – Výhody a nevýhody varianty III

Výhody	Nevýhody
<p>Píst tlačí přímo na štípací klín</p> <p>Jednoduchá konstrukce</p> <p>Malé rozměry</p>	<p>H profil výrazně zatížen ohybem</p>

3.1.4 Varianta IV



Obr. 3.4 – Varianta IV

Popis:

Pevná podpora je přivařena na jednom konci profilu H nebo I, na opačném konci z druhé strany je uchycen hydraulický válec (obr. 3.4). Štípací klín je posuvně uložený na H profilu ze strany podpěry a spojen pomocí táhel s pístnicí. Rozměry mechanismu jsou 950 x 250 x 450 mm.

Tab. 3.4 – Výhody a nevýhody varianty IV

Výhody	Nevýhody
Nastavitelná poloha klínu Menší rozměry	Píst netlačí přímo na štípací klín Složitější konstrukce Šikmá táhla mezi pístem a klínem

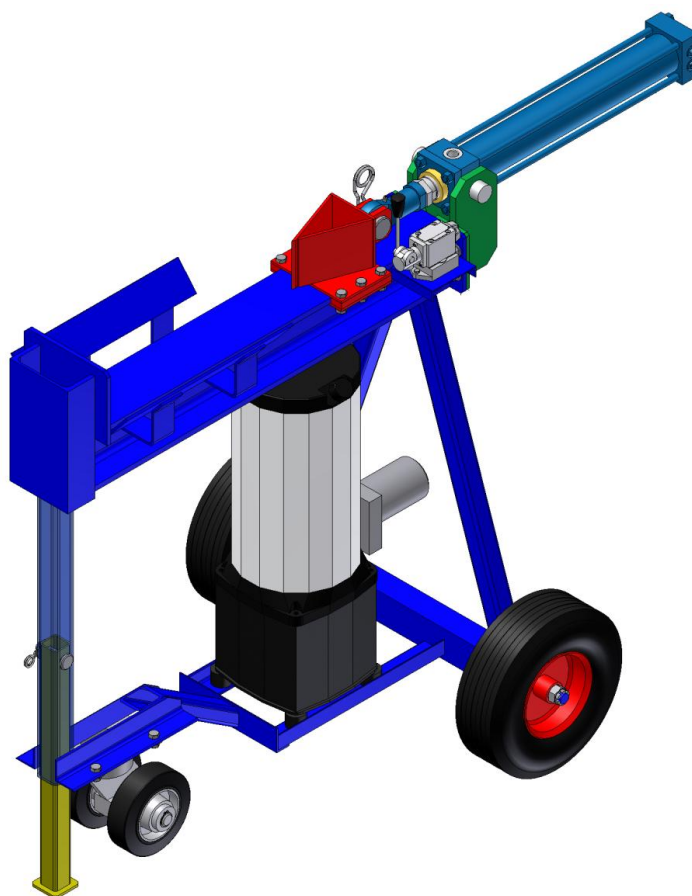
3.1.5 Zhodnocení

Pro další konstrukci byla zvolena varianta III a to díky její jednoduché konstrukci, a převažováním výhod nad nevýhodami.

3.2 Výběr konstrukčního řešení rámu štípačky

Existují tři základní varianty vodorovná, svislá a šikmá (polohovatelná). Dále bude proveden návrh pouze vodorovné a svislé varianty. Návrh šikmé (polohovatelné) varianty nebude proveden z důvodu nárůstu složitosti konstrukce, kterou nevyváží její hlavní výhodu v možnosti nastavení výšky, do které potřebujeme poleno před štípáním zvednout. Předpokládá se, že polena pro štípání budou dovezena na vozíku. Tudíž nemusíme polena zvedat k štípačce přímo ze země.

3.2.1 Vodorovná



Obr. 3.5 – Vodorovná štípačka

Popis:

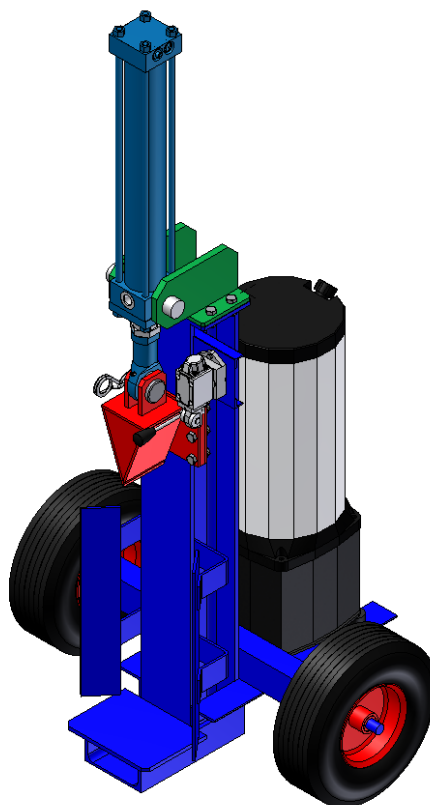
Štípačka má štípací mechanismus umístěn ve výšce pro pohodlnou manipulaci s těžkými předměty (obr 3.5). Pod hlavním nosníkem je umístěn hydraulický agregát, který trvale dodává tlakovou kapalinu do obvodu řízeného rozvaděčem umístěným vedle sklopitelného hydraulického pístu. Píst je sklopitelný z důvodu zmenšení skladovacích rozměrů, které se

díky sklopení zmenší z 1555 x 785 x 1105 mm na 1100 x 785 x 1235 mm. Pohodlnou přepravu štípačky zajišťuje dvojice pevných a jedno otočné kolo. Stabilní polohu při štípání zajistíme pomocí výsuvné nohy. Rám štípačky tvoří svařené normalizované profily. Štípačka má zdvih 450 mm díky čemuž s ní může štípat i krátká polena.

Tab. 3.5 – Výhody a nevýhody vodorovné varianty

Výhody	Nevýhody
Pohodlná obsluha Celkem malý skladovací prostor Pohodlné přemísťování	Polena je nutné zvedat do větší výšky

3.2.2 Svislá



Obr. 3.6 – Svislá štípačka

Popis:

Štípačka má svislý štípací mechanismus s opěrnou deskou dotýkající se země (obr. 3.6.). Používání štípačky je nepohodlné kvůli nízko umístěnému prostoru pro vkládání polena. Píst je sklopitelný obdobně jako u vodorovné varianty. Při přepravě musí být štípačka

nakloněna a opřena o třetí kolečko umístěné v zadní části. Rozměry pro skladování jsou 1100 x 785 x 800 mm. Štípačka má stejnou zdvihovou výšku jako vodorovná štípačka.

Tab. 3.6 – Výhody a nevýhody svislé varianty

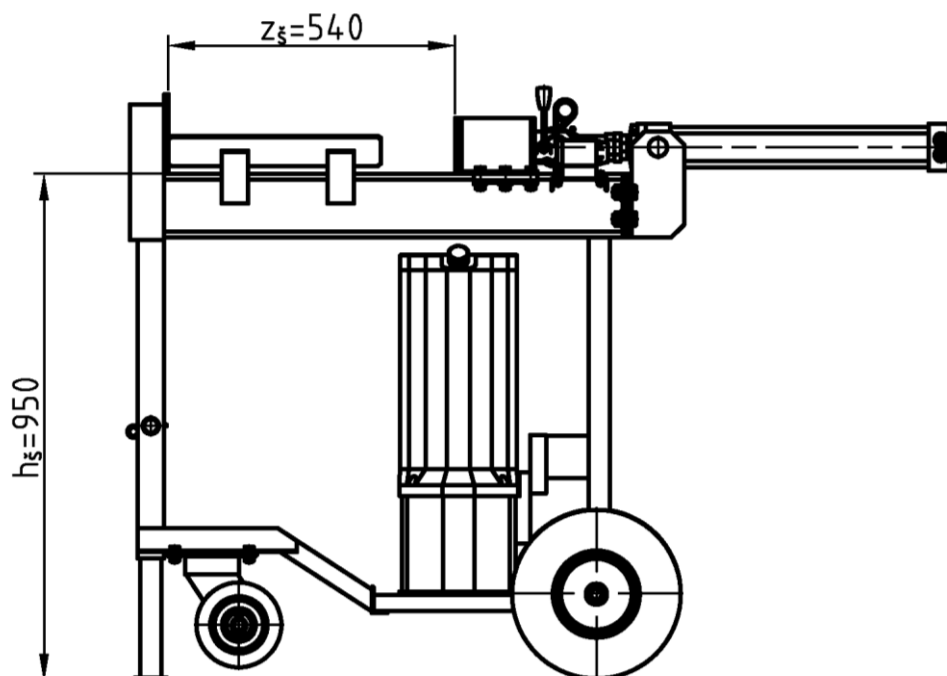
Výhody	Nevýhody
Malé skladovací rozměry Pohodlné přemísťování	Nepohodlná obsluha

3.2.3 Zhodnocení

Jako nejvýhodnější byla zvolena vodorovná konstrukce, a to z důvodu pohodlné obsluhy.

3.3 Volba základních rozměrů

Bude zvolena výška pracovní plochy, vzdálenost klínu od opěrné desky a úhel ostří štípacího klínu



Obr. 3.7 – Základní rozměry

Výška pracovní plochy

Dle ČSN EN ISO 14738 [7] volím výšku pracovní plochy pro manipulaci s těžkými předměty $h_g = 950$ mm.

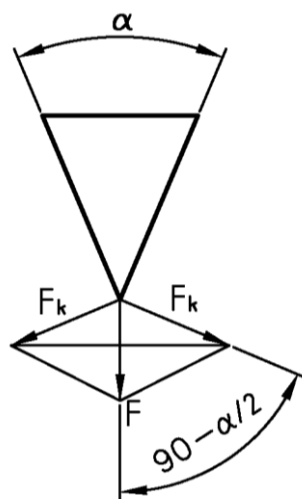
Vzdálenost klínu od opěrné desky

Maximální délka polena činí 500 mm, ale jelikož vzdálenost klínu musí být o něco větší, než je délka polena, proto volím velikost $z_g = 540$ mm.

Úhel štípacího klínu

Tento úhel má velký vliv na funkci celého stroje. Kdyby byl moc malý, docházelo by spíše k řezání než štípání dřeva a byl by zapotřebí dlouhý píst. Pakliže bude úhel příliš velký, bude mít klín problém vniknout do polena.

Rozklad sil na klín

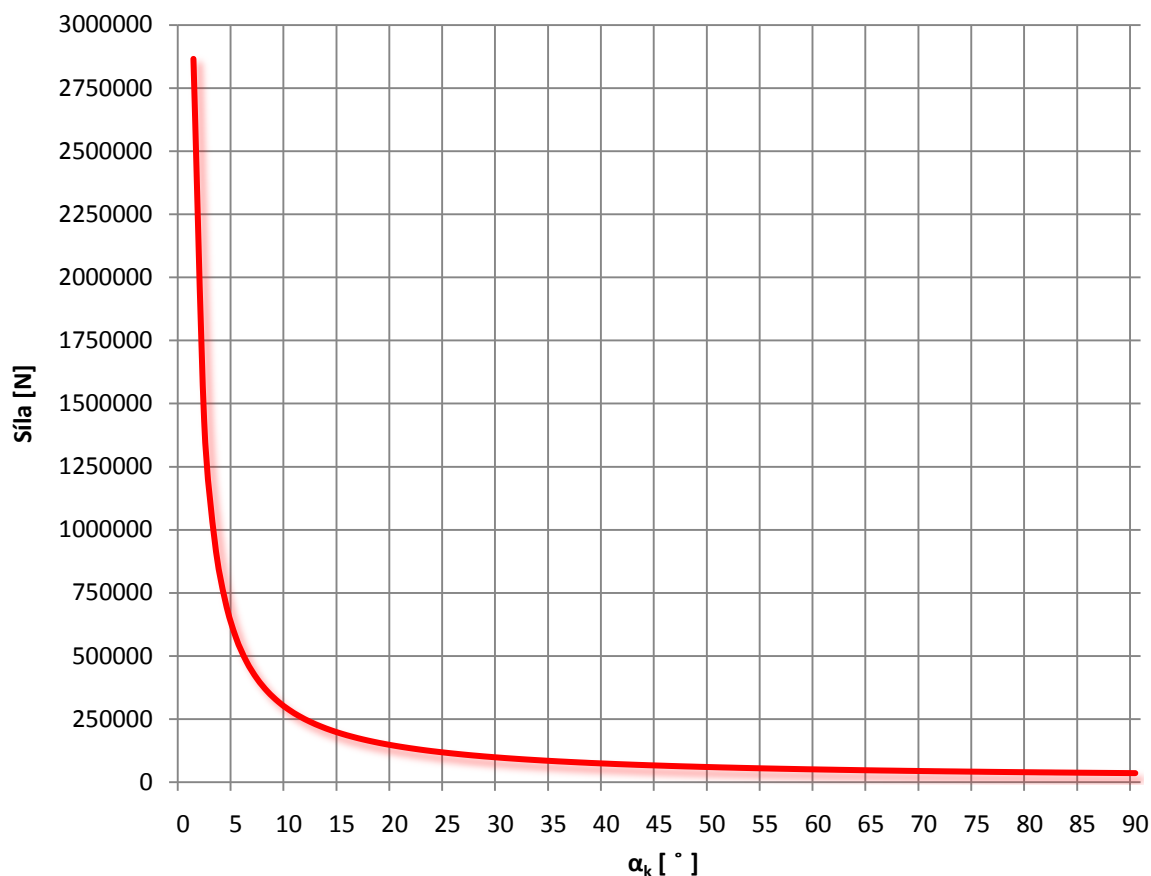


Obr. 3.8 – Rozklad síly na klín

Síla působící na stěnu klínu, dle obr. 3.8.

$$F_k = \frac{F}{2 \cdot \cos\left(90 - \frac{\alpha_k}{2}\right)} \quad (3.1)$$

Průběh síly působící na stěnu štípacího klínu v závislosti na úhlu viz (obr. 3.9.) Z grafu můžeme vidět, že pro úhly menší jak 40° je síla na stěnu klínu extrémně vysoká. Tento závěr potvrzuje i americký patent číslo 4589457 [9], který doporučuje úhel pro štípací část klínu 50° . Úhel štípacího klínu volím $\alpha_k = 40^\circ$, aby bylo zajištěno lepší proniknutí klínu do polen.



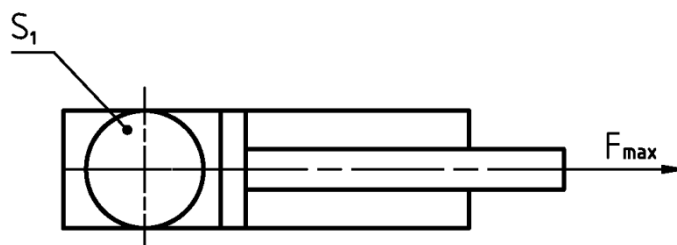
Obr. 3.9 – Závislost síly působící na stěnu klínu na úhlu klínu

4 PEVNOSTNÍ VÝPOČTY

Konstrukce bude kontrolována staticky. Vzhledem ke skutečnému dynamickému namáhání volím minimální statická bezpečnost $k_s = 2$. Dynamická kontrola nebude prováděna z důvodu nízkého počtu cyklů za životnost stroje. Bude zkontrolován hlavní nosník, závěsy pístu a na závěr opěrná deska.

4.1 Maximální zatěžovací síla

Jedná se maximální sílu, kterou je schopna vyvodit zvolená kombinace hydraulického válce s agregátem (obr. 4.1).

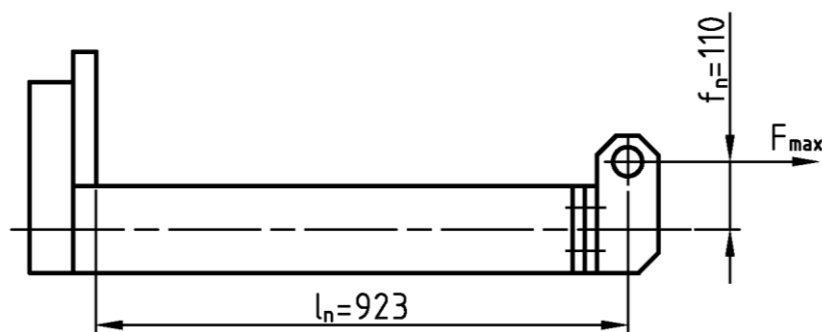


Obr. 4.1 – Síla na pístu

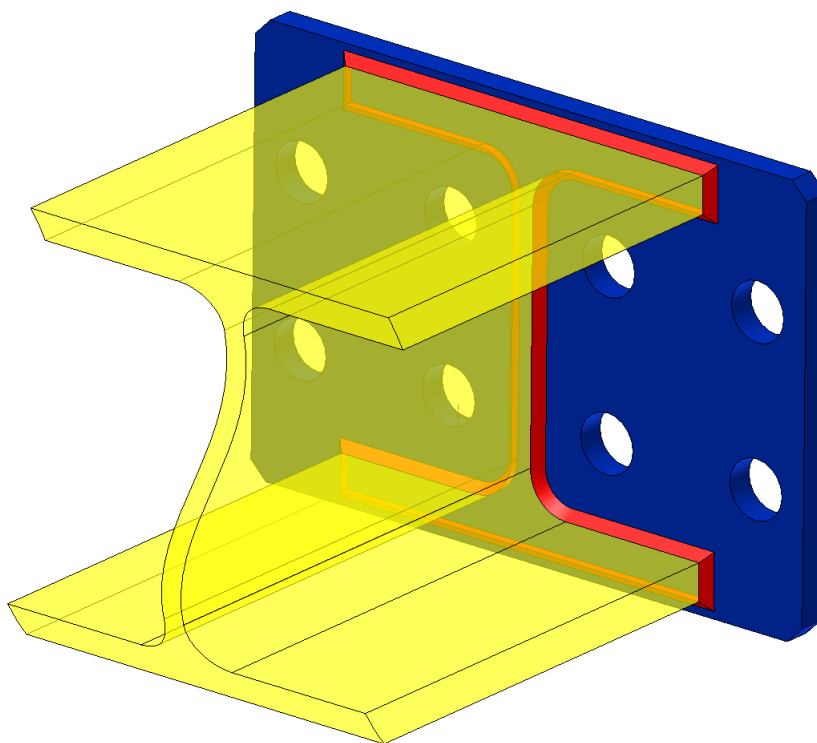
$$F_{max} = p_A \cdot S_1 = 17 \cdot 3116 = 52972 \text{ N} \quad (4.1)$$

4.2 Kontrola hlavního nosníku

Hlavní nosník se skládá z nosného profilu (žlutá barva na obr. 4.3) a desky pro přišroubování závěsů pístu (modrá barva na obr. 4.3). Nosník zajišťuje spojení opěrné desky a závěsů hydraulického pístu. Tento je namáhán na ohyb a tlak (obr. 4.3). Opěrná deska se na nosník přivaří a závěsy pístu jsou přišroubovány. Bude se kontrolovat profil, svar mezi profilem a deskou pro přišroubování závěsů (červeně na obr. 4.3). Nosník se vyrobí z profilu HEB 120, který dle výrobce má $W_n = 144000 \text{ mm}^3$ a $S_n = 3400 \text{ mm}^2$ [10]. Materiál nosníku volím dle výrobce z ocel S355J2 [10].



Obr. 4.2 – Schéma zatížení hlavního nosníku



Obr. 4.3 – Hlavní nosník

Pevnostní kontrola profilu

Dovolené napětí pro ocel S355J2

$$\sigma_D = \frac{R_e}{k_s} = \frac{355}{2} = 177,5 \text{ MPa} \quad (4.2)$$

$R_e = 355 \text{ MPa}$ dle [8].

Ohybové napětí

$$\sigma_{on} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{F_{max} \cdot f_n}{W_n} = \frac{52972 \cdot 110}{144000} = 40,46 \text{ MPa} \quad (4.3)$$

Tahové napětí

$$\sigma_{Tn} = \frac{F_{max}}{S_n} = \frac{52972}{3400} = 15,58 \text{ MPa} \quad (4.4)$$

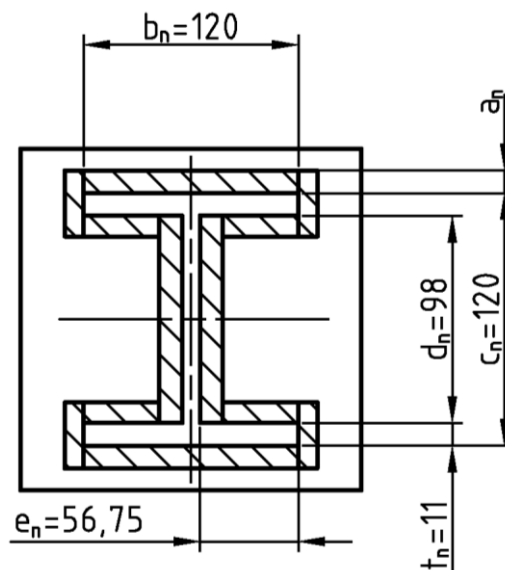
Celkové napětí v nosníku

$$\sigma_{Cn} = \sigma_{Tn} + \sigma_{on} = 40,46 + 15,58 = 56,04 \text{ MPa} \leq \sigma_D = 177,5 \text{ MPa} \quad (4.5)$$

Nosník pevnostně vyhovuje

Pevnostní kontrola svaru profilu a desky pro závěsy pístu

Jedná se o koutový svar kolem dokola HEB profilu (červeně na obr. 4.3). Svar je zatížen na tah a ohyb (obr. 4.4).



Obr. 4.4 – Schéma svaru hlavního nosníku

Plocha svaru

$$S_{Sn} = 2 \cdot a_n \cdot (b_n + d_n) + 4 \cdot a_n \cdot (e_n - a_n + t_n + 2 \cdot a_n) \quad (4.6)$$

$$S_{Sn} = 2 \cdot 2 \cdot (120 + 98) + 4 \cdot 2 \cdot (56,75 - 2 + 11 + 2 \cdot 2) = 1430 \text{ mm}^2$$

Velikost svaru volím $a_n = 2 \text{ mm}$.

Kvadratický moment průřezu svaru

$$\begin{aligned} J_{Sn} &= 2 \cdot \frac{1}{12} \cdot [d_n^3 \cdot e_n - (e_n - a_n) \cdot (d_n - 2 \cdot a_n)^3] \\ &\quad + b_n \cdot ((c_n + 2 \cdot a_n)^3 - c_n^3 + a_n \cdot ((c_n + 2 \cdot a_n)^3 - (d_n - 2 \cdot a_n)^3)] \\ J_{Sn} &= 2 \cdot \frac{1}{12} \cdot [120 \cdot ((120 + 2 \cdot 2)^3 - 120^3) \\ &\quad + 2 \cdot ((120 + 2 \cdot 2)^3 - (98 - 2 \cdot 2)^3) \\ &\quad + 98^3 \cdot 56,75 - (56,75 - 2) \cdot (98 - 2 \cdot 2)^3 \\ &\quad + 2 \cdot ((120 + 2 \cdot 2)^3 - (98 - 2 \cdot 2)^3)] = 5254188,7 \text{ mm}^4 \end{aligned} \quad (4.7)$$

Smykové napětí od ohybového momentu [2]

$$\tau_{\perp n1} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{F_{max} \cdot f_D}{\frac{J_{Sn}}{a_n + \frac{c_n}{2}}} = \frac{52927 \cdot 110}{\frac{5254188,7}{2 + \frac{120}{2}}} = 68,7 \text{ MPa} \quad (4.8)$$

Smykové napětí od posouvající síly [2]

$$\tau_{\perp n2} = \frac{F_{\max}}{S_{Sn}} = \frac{52927}{1430} = 37 \text{ MPa} \quad (4.9)$$

Celkové napětí ve svaru

$$\sigma_{redn} = \frac{\tau_{\perp n1} + \tau_{\perp n2}}{k_3} = \frac{68,7 + 37}{0,75} = 140,9 \text{ MPa} \quad (4.10)$$

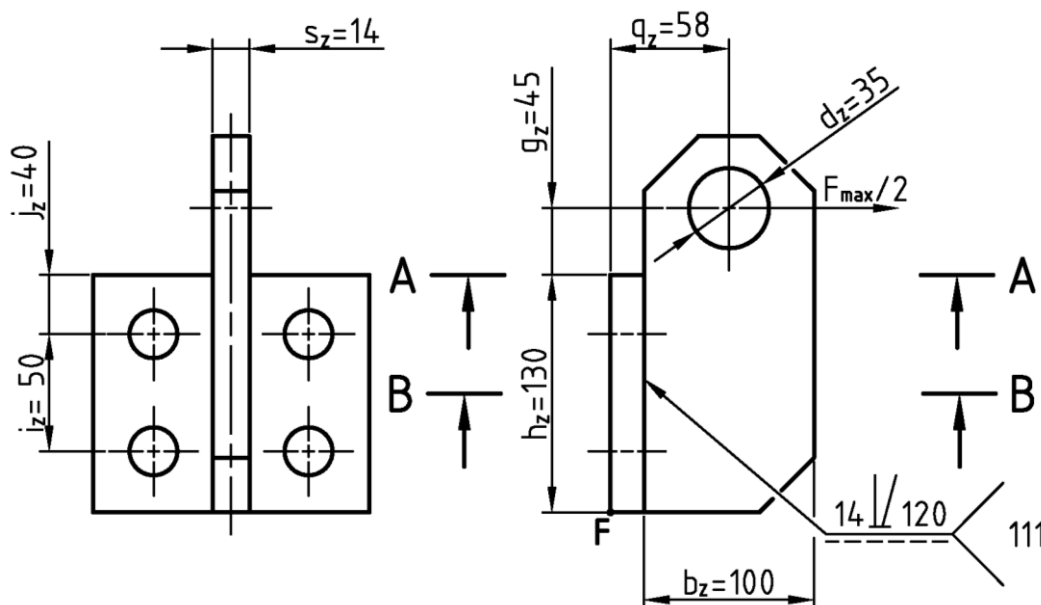
$$\sigma_{redn} = 140,9 \text{ MPa} \leq \beta_n \cdot \sigma_D = 1,22 \cdot 177,5 = 216,5 \text{ MPa}$$

$$\text{Dle [2]} \beta_n = 1,3 - 0,03 \cdot \sqrt{2} \cdot a_n = 1,3 - 0,03 \cdot \sqrt{2} \cdot 2 = 1,22$$

Svar pevnostně vyhovuje.

4.3 Kontrola závěsu pístu

K hlavnímu nosníku se závěs uchyty čtyřmi šrouby. Musí být odnímatelný, aby bylo možné nasadit pístnici. Čepy na pístnici jsou pevně uloženy. Závěs bude zhotoven ze dvou k sobě přivařených plechů tupým svarem (obr. 4.5), protože zde není prostor pro dostatečně velký koutový svar. Materiál polotvarů volím stejně jako u ostatních částí ocel S355J2, kde maximální dovolené napětí je $\sigma_D = 177,5 \text{ MPa}$ dle vzorce (4.2).



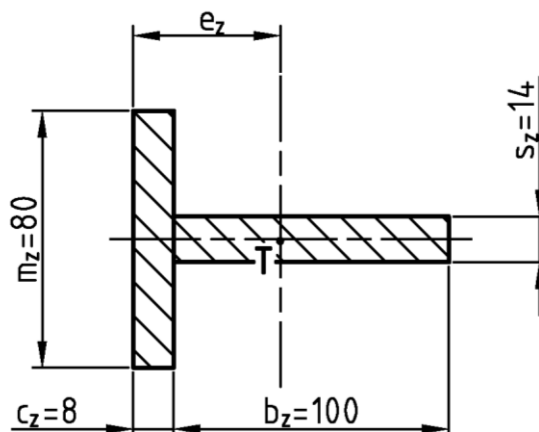
Obr. 4.5 – Schéma závěsu pístu

Napětí v průřezu A – A

$$\sigma_{zA} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{6 \cdot F_{\max} \cdot g_z}{2 \cdot b_z^2 \cdot s_z} = \frac{6 \cdot 52972 \cdot 45}{2 \cdot 14 \cdot 100^2} = 51,1 \text{ MPa} \leq \sigma_D = 177,5 \text{ MPa} \quad (4.11)$$

Průřez pevnostně vyhovuje

Napětí v řezu B – B



Obr. 4.6 – Řez B – B

Poloha těžiště

$$e_z = \frac{b_z \cdot s_z \cdot \left(c_z + \frac{b_z}{2}\right) + c_z \cdot m_z \cdot \frac{c_z}{2}}{b_z \cdot s_z + c_z \cdot m_z} = \frac{100 \cdot 14 \cdot \left(8 + \frac{100}{2}\right) + 8 \cdot 80 \cdot \frac{8}{2}}{100 \cdot 14 + 8 \cdot 80} \quad (4.12)$$

$$e_z = 41,1 \text{ mm}$$

Kvadratický moment průřezu

$$J_z = \frac{1}{12} \cdot m_z \cdot c_z^3 + m_z \cdot c_z \cdot \left(e_z - \frac{c_z}{2}\right)^2 + \frac{1}{12} \cdot b_z^3 \cdot s_z + b_z \cdot s_z \cdot \left(c_z + \frac{b_z}{2} - e_z\right)^2 \quad (4.13)$$

$$J_z = \frac{1}{12} \cdot 80 \cdot 8^3 + 80 \cdot 8 \cdot \left(41,1 - \frac{8}{2}\right)^2 + \frac{1}{12} \cdot 100^3 \cdot 14 + 100 \cdot 14 \cdot \left(8 + \frac{100}{2} - 41,1\right)^2 = 2450836,4 \text{ mm}^4$$

Napětí v průřezu B – B

$$\sigma_{zB} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{F_{max} \cdot \left(g_z + \frac{h_z}{2}\right)}{\frac{J_z}{b_z + c_z - e_z}} = \frac{52972 \cdot \left(45 + \frac{130}{2}\right)}{\frac{2450836,4}{8 + 100 - 41,1}} \quad (4.14)$$

$$\sigma_{zB} = 159,1 \text{ MPa} \leq \sigma_D = 177,5 \text{ MPa}$$

Průřez pevnostně vyhovuje

Otlačení v otvoru d_z (obr. 4.5)

$$p_z = \frac{F_{max}}{2 \cdot d_z \cdot s_z} = \frac{52972}{2 \cdot 35 \cdot 14} = 54,1 \text{ MPa} \leq p_D = 100 \text{ MPa} \quad (4.15)$$

Dle [5] je dovolený tlak pro ocel $p_D = 100 \text{ MPa}$

Vyhovuje

Pevnostní kontrola tupého svaru (obr. 4.5)

Napětí od ohybového momentu [3]

$$\sigma_{\perp Mo} = \frac{M_o}{W_{osv}} = \frac{F_{max} \cdot \left(g_z + \frac{h_z}{2}\right)}{2 \cdot \frac{1}{6} \cdot s_z \cdot (h_z - 2 \cdot s_z)} = \frac{52927 \cdot \left(45 + \frac{130}{2}\right)}{2 \cdot \frac{1}{6} \cdot 14 \cdot (130 - 2 \cdot 14)^2} \quad (4.16)$$

$$\sigma_{\perp Mo} = 120 \text{ MPa}$$

Napětí od posouvající síly [3]

$$\sigma_{\perp F} = \frac{\frac{F_{max}}{2}}{2 \cdot s_z \cdot (h_z - 2 \cdot s_z)} = \frac{52927}{2 \cdot (130 - 2 \cdot 14) \cdot 14} = 18,5 \text{ MPa} \quad (4.17)$$

Výsledné napětí ve svaru [3]

$$\sigma_{redz} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{\perp Mo}}{k_1} + \frac{\sigma_{\perp F}}{k_2}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{120}{0,85} + \frac{18,5}{0,65}\right)^2} = 169,6 \text{ MPa} \quad (4.18)$$

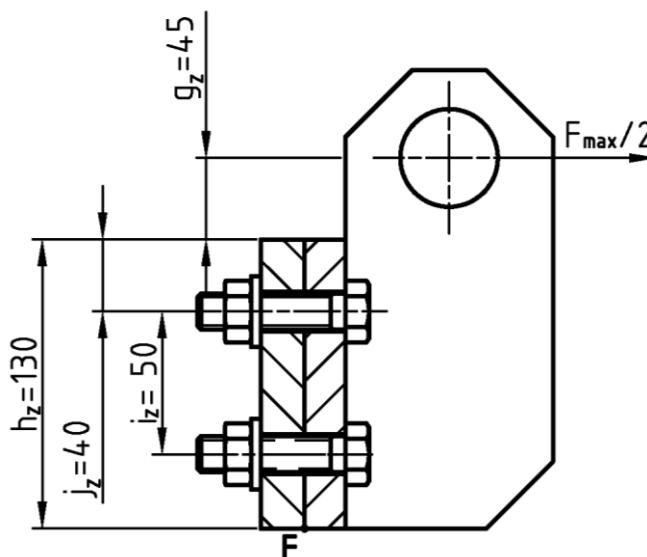
$$\sigma_{redz} = 169,6 \text{ MPa} \leq \sigma_D = 177,5 \text{ MPa}$$

kde $k_1 = 0,85, k_2 = 0,65$ dle [3]

Svar pevnostně vyhovuje

Návrh pevnosti šroubů

Z konstrukčních důvodů lze závěsy pístu a hlavní nosník spojit šrouby o maximální velikosti M16. Proto budou použity 4 šrouby o velikosti M16 a podle vypočteného napětí bude navržena jejich pevnost. Při výpočtu je uvažováno rovnoměrné rozložení síly na obě strany závěsu a naklopení kolem bodu F viz obr. 4.7.



Obr. 4.7 – Schéma zatížení šroubů

Rozměry šroubu M16 [1]

$$d_2 = 14,701 \text{ mm}$$

$$d_3 = 13,546 \text{ mm}$$

$$P = 2 \text{ mm}$$

$$\alpha = 60^\circ$$

Rovnice momentové rovnováhy k bodu F

Předpokládá se, že veškerou sílu od ohybového momentu zachytí horní šrouby.

$$\begin{aligned} \frac{F_{\max}}{2} \cdot (h_z + g_z) - F_{ZM} \cdot (h_z - j_z) &= 0 \\ F_{ZM} &= \frac{F_{\max} \cdot (h_z + g_z)}{2 \cdot (h_z - j_z)} = \frac{52927 \cdot (45 + 130)}{2 \cdot (130 - 40)} = 51456,8 \text{ N} \end{aligned} \quad (4.19)$$

Osová síla v horním šroubu

$$F_o = \frac{F_{max}}{2 \cdot n} + \frac{F_{ZM}}{\frac{n}{2}} = \frac{52927}{2 \cdot 4} + \frac{51456,8}{\frac{4}{2}} = 32344 \text{ N} \quad (4.20)$$

Napětí v tahu

$$\sigma_{zt} = \frac{F_o}{S} = \frac{F_o}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{32344}{\frac{\pi \cdot 13,546^2}{4}} = 224,4 \text{ MPa} \quad (4.21)$$

Napětí v krutu

$$\tau_z = \frac{M_K}{W_K} = \frac{F_o \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = \frac{32344 \cdot \operatorname{tg}(2,48 + 13,63) \cdot \frac{14,701}{2}}{\frac{\pi \cdot 13,546^3}{16}} \quad (4.22)$$

$$\tau_z = 140,7 \text{ MPa}$$

Výpočet úhlů

$$\psi = \operatorname{arctg}\left(\frac{P}{\pi \cdot d_2}\right) = \operatorname{arctg}\left(\frac{2}{\pi \cdot 14,701}\right) = 2,48^\circ$$

$$\varphi' = \operatorname{arctg}\left(\frac{f_z}{\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)}\right) = \operatorname{arctg}\left(\frac{0,21}{\cos\left(\frac{60}{2}\right)}\right) = 13,63^\circ \quad (4.23)$$

$$f_z = 0,21 - \text{pro pozinkovanou matici a šroub dle [3]}$$

Sdružené napětí podle Guesta

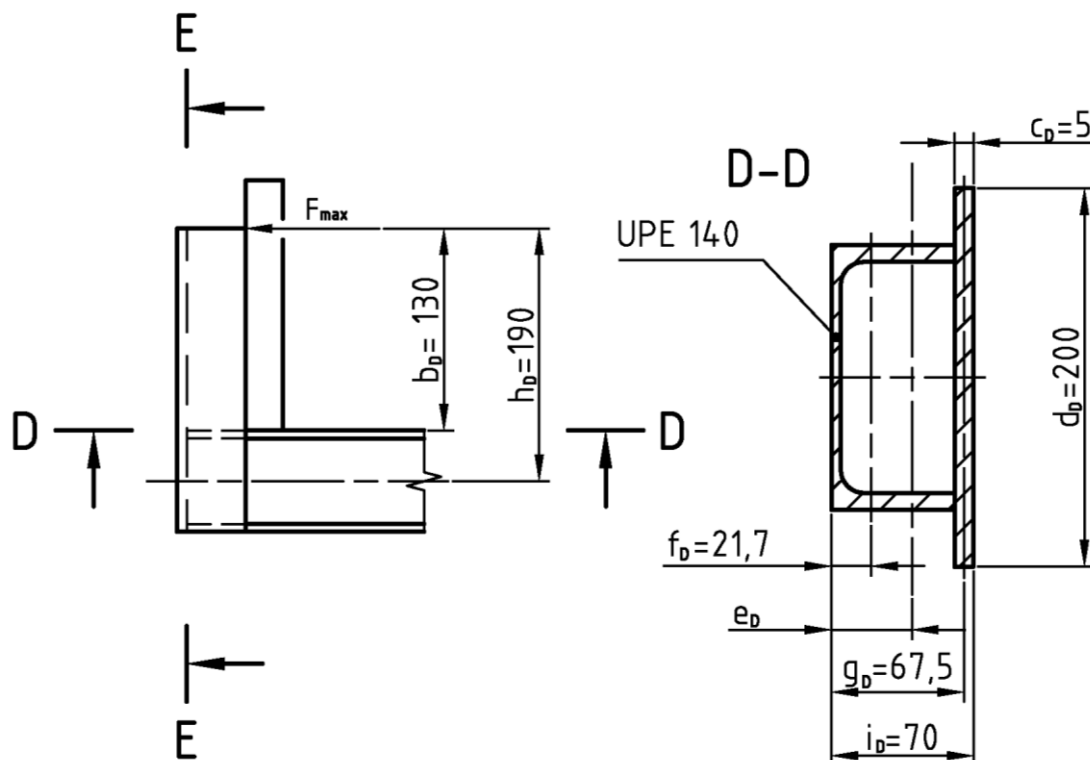
$$\sigma_{redz} = \sqrt{\sigma_{zt}^2 + 4 \cdot \tau_z^2} \leq \frac{R_{ez}}{k_s} \Rightarrow \quad (4.24)$$

$$R_{ez} \geq k_s \cdot \sqrt{\sigma_{zt}^2 + 4 \cdot \tau_z^2} = 2 \cdot \sqrt{224,4^2 + 4 \cdot 140,7^2} = 719,8 \text{ MPa}$$

Volím šroub pevnostní třídy 10.9, která má dle [3] $R_e = 900 \text{ MPa}$.

4.4 Kontrola opěrné desky

Opěrná deska je tvořena UPE profilem, který je přivařen k hlavnímu nosníku a plechu. Výpočet uvažuje, že se poleno při štípání zapře jen o horní hranu opěrné desky. Velikost UPE profilu je zvolena tak, aby do něj zapadl nosný profil HEB 120. Proto volím profil UPE 140, kde dle [10] $f_D = 21,7$ mm a $J_{UPE} = 788000$ mm⁴. Materiál polotvarů volím stejně jako u ostatních částí ocel S355J2, kde maximální dovolené napětí je $\sigma_D = 177,5$ MPa dle vzorce (4.2).



Obr. 4.8 – Schéma opěrné desky

Poloha těžiště průřezu D – D

$$e_d = \frac{S_{PE} \cdot f_D + d_D \cdot c_D \cdot i_D}{S_{UPE} + d_D \cdot c_D} = \frac{1840 \cdot 21,7 + 200 \cdot 5 \cdot 67,5}{1840 + 200 \cdot 5} = 37,8 \text{ mm} \quad (4.25)$$

Kvadratický moment průřezu D – D

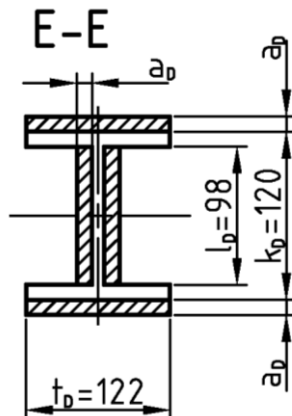
$$\begin{aligned} J_D &= J_{UPE} + S_{UPE} \cdot (e_D - f_D)^2 + \frac{1}{12} \cdot d_D \cdot c_D^3 + d_D \cdot c_D \cdot (g_D - e_D)^2 = \\ &= 788000 + 1840 \cdot (37,8 - 21,7)^2 + \frac{1}{12} \cdot 200 \cdot 5^3 + 200 \cdot 5 \cdot \\ &\quad \cdot (67,5 - 37,8)^2 = 2149119 \text{ mm}^4 \end{aligned} \quad (4.26)$$

Napětí v ohybu

$$\sigma_{oD} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{F_{max} \cdot b_D}{\frac{J_{oD}}{e_D}} = \frac{52972 \cdot 130}{\frac{2149119}{37,8}} = 121,1 \text{ MPa} \leq \sigma_D = 177,5 \text{ MPa} \quad (4.27)$$

Profil pevnostně vyhovuje

Výpočet svaru v průřezu E – E



Obr. 4.9 – Schéma svaru opěrné desky

Kvadratický moment průřezu svaru (obr. 4.9)

$$\begin{aligned} J_{DS} &= 2 \cdot \left[\frac{1}{12} \cdot t_D \cdot a^3 + t_D \cdot a \cdot \left(\frac{a + k_D}{2} \right)^2 \right] + 2 \cdot \frac{1}{12} \cdot l_D^3 \cdot a \\ &= 2 \cdot \left[\frac{1}{12} \cdot 122 \cdot 7^3 + 122 \cdot 7 \cdot \left(\frac{7 + 120}{2} \right)^2 \right] + 2 \cdot \frac{1}{12} \cdot 98^3 \cdot 7 \\ &= 7992114,7 \text{ mm}^4 \end{aligned} \quad (4.28)$$

Smykové napětí od ohybového momentu [2]

$$\tau_{\perp D1} = \frac{M_o}{W_{osv}} = \frac{F_{max} \cdot h_D}{\frac{J_{DS}}{a + \frac{k_D}{2}}} = \frac{52927 \cdot 190}{\frac{7992114,7}{7 + \frac{120}{2}}} = 84,3 \text{ MPa} \quad (4.29)$$

Smykové napětí od posouvající síly [2]

$$\tau_{\perp D2} = \frac{F_{max}}{S} = \frac{F_{max}}{2 \cdot (t_D \cdot a_D + l_D \cdot a_D)} = \frac{52927}{2 \cdot (122 \cdot 7 + 98 \cdot 7)} = 17,2 \text{ MPa} \quad (4.30)$$

Celkové napětí ve svaru [2]

$$\sigma_{redD} = \frac{\tau_{\perp D1} + \tau_{\perp D2}}{k_3} = \frac{84,3 + 17,2}{0,75} = 135,3 \text{ MPa} \leq \beta_D \cdot \sigma_D = 177,5 \text{ MPa} \quad (4.31)$$

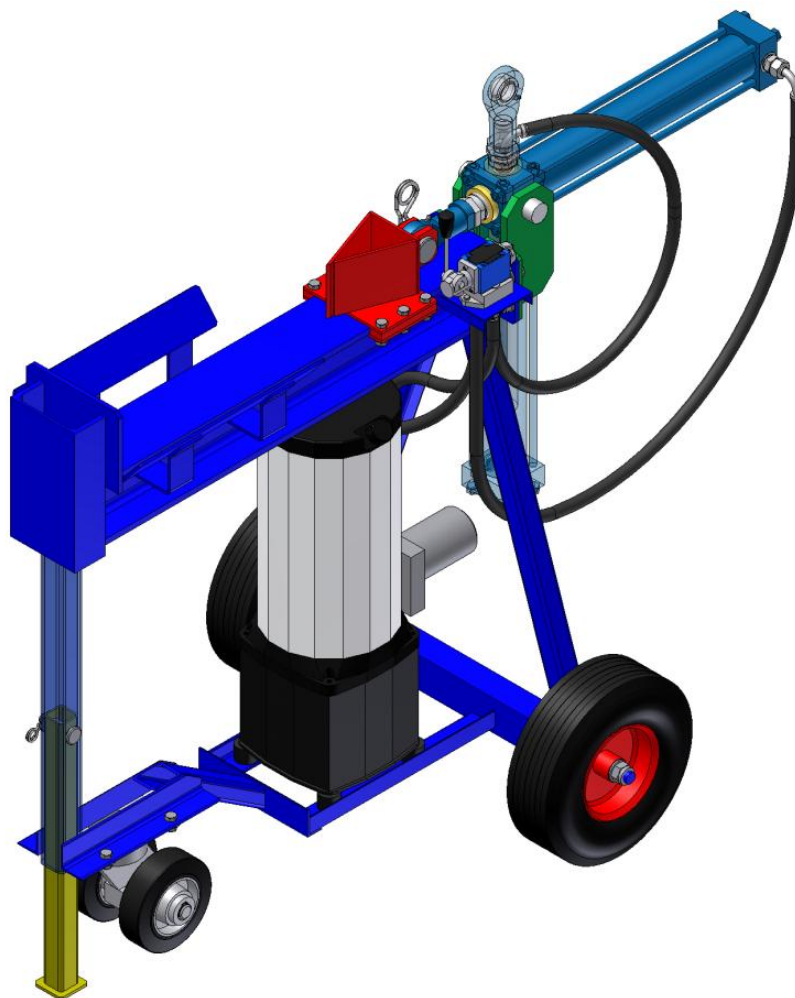
Kde dle [2] pro $z > 10$ je $\beta_D = 1$.

Svar pevnostně vyhovuje

5 ZÁVĚR

Dle zadaných parametrů byla navržena štípačka dřeva (obr. 5.1) pro domácí použití. Je zkonstruována pro štípání polen o maximální délce 500 mm a průměru maximálně 250 mm. Jako pohon štípačky byl z několika možností vybrán hydraulický agregát pohánějící hydraulický píst, který vyvozuje požadovanou sílu na štípací klín, a to 50 kN.

Agregát se skládá ze zubového čerpadla s vnějším ozubením, nádrže, filtru, chladiče a elektromotoru o výkonu 4 kW. Z několika variant provedení štípacího mechanismu a rámu štípačky byla zvolena vodorovná varianta. Pracovní plocha štípačky je umístěna ve výšce 950 mm, což umožňuje pohodlnou manipulaci s těžkými předměty. Rám štípačky je svařovaná konstrukce, ke které je na dvou závěsech přišroubován hydraulický píst. Pro zmenšení skladovacího prostoru se může hydraulický píst sklopit. Jako poslední byly provedeny pevnostní výpočty hlavních částí štípačky a zkontrolovány všechna nebezpečná místa. Veškeré stanovené cíle bakalářské práce byly splněny.



Obr. 5.1 – Štípačka dřeva

6 SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] LEINVERBER, J., VÁVRA, O. *Strojnické tabulky*. Albra – Pedagogické nakladatelství, Úvaly, 2003., ISBN 90-86390-74-2
- [2] KALÁB, K. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části spojovací*. 1. vyd., Ostrava: VŠB – TU Ostrava, 2008. 91 s. ISBN 978-80-248-1290-8.
- [3] DEJL, Z. *Konstrukce strojů a zařízení I Spojovací části strojů*. Ostrava: MONTANEX a.s., 2000. ISBN 80-7225-018-3
- [4] KOPÁČEK, J., PAVLOK, B., *Tekutinové mechanismy*. 2. vydání, Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2005. 156 s. ISBN 80-248-0856-0.
- [5] KALÁB K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části pohonů strojů*. 1.vyd.. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008, 136s., ISBN 978-80-248-1860-3.
- [6] KRČÁL, O., FRYDRÝŠEK, K., ADÁMKOVÁ, L. *Příklady z pružnosti a pevnosti I*. 1.vyd. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008. 124 s. ISBN 978-80-248-1826-9.
- [7] ČSN EN ISO 14738. *Bezpečnost strojních zařízení - Antropometrické požadavky na uspořádání pracovního místa u strojního zařízení*. Praha: Český normalizační institut, 2009. 12 s.
- [8] ČSN 41 1503. *Ocel II 503*. Praha : Vydavatelství ÚNM, 1984. 8 s.
- [9] PHILLIP M. SCHMIDT. Log splitter wedge construction. United States Patent, 4589457. 1986-05-20.
- [10] *Ferona* [online]. 2010 [cit. 2010-04-20]. Sortimentní katalog. Dostupné z WWW: <<http://www.ferona.cz/cze/katalog>>.
- [11] *Rexroth Bosch Group* [online]. 2010 [cit. 2010-04-20]. Products. Dostupné z WWW: <http://www.boschrexroth.com/business_units/bri/en/products/index.jsp>
- [12] *Timberwolf* [online]. 2010 [cit. 2010-04-20]. Firewood Processors. Dostupné z WWW: <http://www.timberwolfcorp.com/firewood_processors/>.
- [13] *ATIKA* [online]. 2010 [cit. 2010-04-20]. Brennholzspalter. Dostupné z WWW: <<http://www.atika.de/t3/holz/brennholzspalter.html>>.
- [14] *Northern* [online]. 2010 [cit. 2010-04-20]. Log Splitters. Dostupné z WWW: <http://www.northerntool.com/shop/tools/category_logging+log-splitters>.
- [15] *CHARVÁT Group s.r.o.* [online]. 2010 [cit. 2010-04-20]. Hydraulické hadice s koncovkami. Dostupné z WWW: <http://www.charvat-chs.cz/admin/userfiles/File/hadice_s_koncovkami.pdf>.
- [16] *CHLEBIŠ s.r.o.* [online]. 2010 [cit. 2010-04-20]. Štípačky dřeva. Dostupné z WWW: <<http://www.ballario-forestello.cz/stipacky-na-drevo.asp>>.

7 SEZNAM PŘÍLOH

Sestavný výkres	TRO092 – 0
Výrobní výkres	TRO092 – 0 – 04
CD-ROM s textem práce a výrobní dokumentací v zadaném rozsahu	